

УДК 661.53:66.042.2

ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛО - І МАСОПЕРЕНЕСЕННЯ В ПРОЦЕСІ НЕІЗОТЕРМІЧНОЇ АБСОРБЦІЇ АМІАКУ ВОДОАМІАЧНИМ РОЗЧИНОМ У ПЛІВКОВИХ АПАРАТАХ

А.К. Бабіченко

Кандидат технічних наук, професор*

В.І. Тошинський

Доктор технічних наук, професор, завідувачий кафедрою*

І.Л. Красніков

Кандидат технічних наук, доцент*

*Кафедра автоматизації хіміко-технологічних систем та

екологічного моніторингу

Національний технічний університет «Харківський

політехнічний інститут»

ул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

За результатами досліджень методом математичного моделювання вперше встановлена протилежність впливу щільності зрошення на коефіцієнти тепло - і масопередачі, що обумовлює екстремальний характер залежності кількості абсорбованого холодоагенту від витрати слабкого розчину

Ключові слова: неізотермічна абсорбція, плівкові апарати, закономірності

По результатам исследований методом математического моделирования впервые установлена противоположность влияния плотности орошения на коэффициенты тепло - и массопередачи, что определяет экстремальный характер зависимости количества абсорбированного холодоагента от расхода слабого раствора

Ключевые слова: неізотермическая абсорбция, пленочные аппараты, закономерности

By mathematical modeling was first installed opposite effect of the density of irrigation on the heat transfer and of mass transfer coefficients. Defined extreme nature of relationship between the amounts absorbed from the refrigerant flow of weak solution

Key words: nonisothermal absorption, streamline apparatus, patterns

1. Вступ

Можливість утилізації низько потенціальної теплоти сприяло широкому застосуванню водоаміачних абсорбційних холодильних установок (АХУ) у великотоннажних агрегатах синтезу АМ-1360, для охолодження циркуляційного газу у блоці вторинної конденсації з метою вилучення продукційного аміаку. Паралельно з АХУ у цьому блоці застосовується і аміачний турбокомпресорний холодильний агрегат (АТК) із споживанням електроенергії понад 4 тис. кВт год, що складає майже 40% від загального споживання електроенергії агрегатом синтезу. Тому задача підвищення ефективності (холодопродуктивності) АХУ і зниження навантаження на АТК, а то і взагалі виключення її зі схеми становить для агрегатів синтезу одну з актуальних проблем.

Проведені попередні дослідження і аналіз літератури [1,2] свідчать, що холодопродуктивність АХУ визначається кратністю циркуляції, зниження якої забезпечує збільшення холодопродуктивності. В

свою чергу зниженню кратності циркуляції в значній мірі сприяє збільшення зони дегазації розчинів, що вимагає за постійності концентрації слабкого розчину підвищення концентрації міцного розчину. Величина останньої визначається ефективністю тепло - і масоперенесення в процесі неізотермічної абсорбції, що відбувається в кожухотрубному елементному плівковому апараті. Проте при проектуванні абсорберів АХУ обмежуються лише тепловими розрахунками з визначенням термодинамічних властивостей розчину і холодоагенту у залежності від тиску і температури [3]. За такої практики проектування концентрація міцного розчину, що спостерігається в реальних умовах експлуатації АХУ, не відповідає проектній і завжди нижче її [1]. Крім того, робота абсорбера відбувається за умов постійної зміни зовнішніх навантажень (температури і концентрації слабкого розчину, тиску абсорбції), що пов'язано, в основному, з коливанням температури атмосферного повітря внаслідок застосування апаратів повітряного охолодження, як в циклі АХУ, так і блоці первинної

конденсації. З'ясування закономірностей процесів тепло- і масо перенесення з визначенням кількісних залежностей впливу зовнішніх навантажень на величину концентрації міцного розчину і становило предмет подальших досліджень.

2. Методика і результати досліджень

Дослідження проводились шляхом математичного моделювання із застосуванням експериментально отриманих рівнянь для коефіцієнтів тепловіддачі з боку розчину α_p та долі активної поверхні масообміну ϕ [4]:

$$\alpha_p = 5,824 \cdot 10^8 (\lambda_p \rho_p^2 g r / \mu_p \Delta t^{cp} d_H)^{0,25} \cdot \Gamma^{-3,8906}; \quad (1)$$

$$\phi = 10,68637 + 18,3668 \Gamma / \rho_p - 13,72295 \omega_0 - 0,171464 t_{pl}, \quad (2)$$

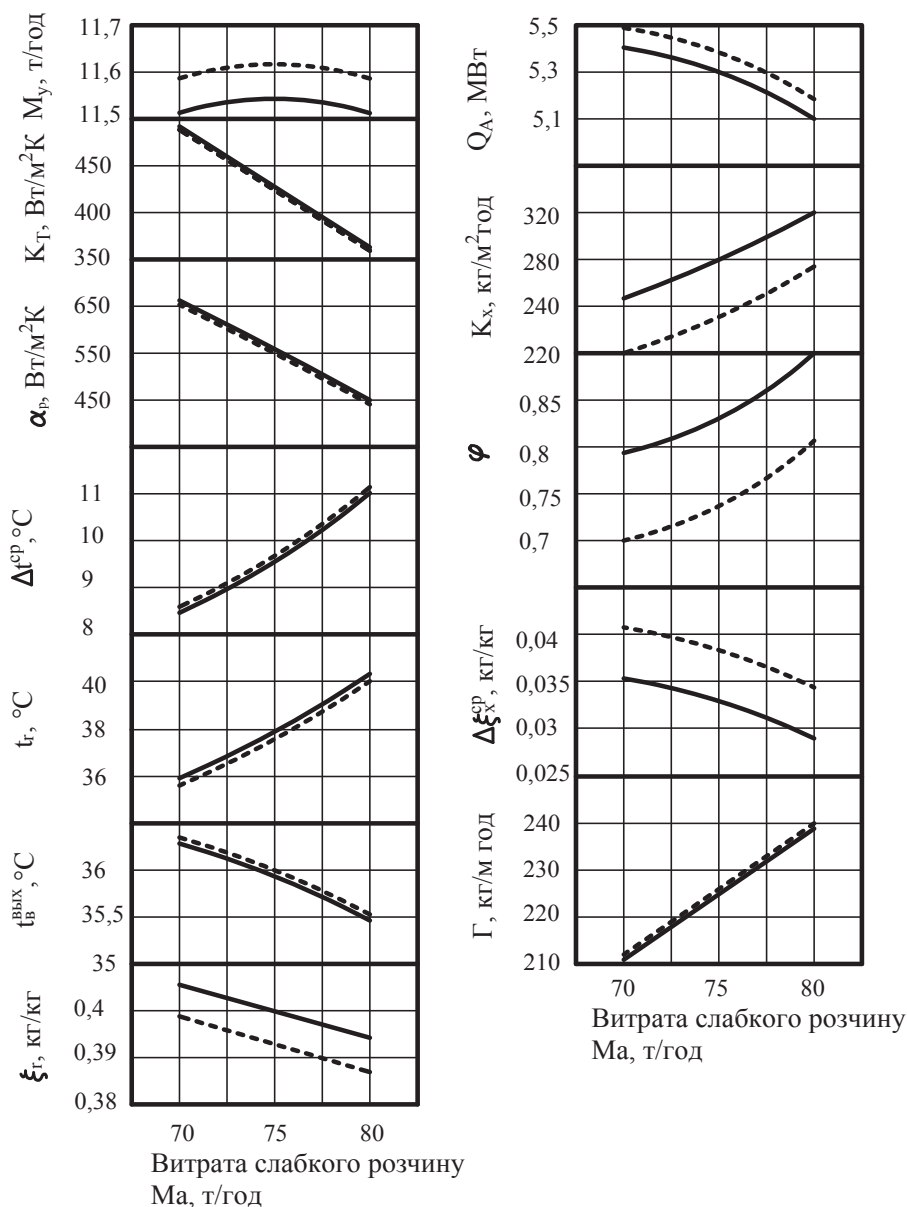


Рис. 1. Вплив витрати M_a і концентрації ξ_a слабкого розчину на основні показники ефективності процесу неізотермічної абсорбції: - - $\xi_a=0,3$ кг/кг; — $\xi_a=0,308$ кг/кг

де α_p - теплопровідність розчину, Вт/м²К; ρ_p - густина розчину, кг/м³; g - теплота пароутворення аміаку, кДж/кг; μ_p - динамічна в'язкість розчину, Па·с; d_H - зовнішній діаметр труб, м; Δt^{cp} - середньологарифмічна різниця температур, °С; g - прискорення вільного падіння, м/с²; Γ - щільність зрошення, кг/мгод; ω_0 - наведена швидкість пари, кг/с; t_{pk} - середньологарифмічна температура розчину, °С.

На рис. 1 представлені результати досліджень впливу витрати і концентрації слабкого розчину за наступних вихідних даних: температура слабкого розчину $t_a=43^\circ\text{C}$, температура води на вході $t_B^{BX}=26^\circ\text{C}$, температура пари аміаку на вході $t_v=5^\circ\text{C}$, витрата води $M_B=420$ т/год, тиск абсорбції $P_A=0,29$ МПа.

У відповідності з рис. 1 виходить, що залежність для кількості абсорбованого холодоагенту (аміаку) M_y має екстремальний характер і пояснюється протилежним впливом витрати слабкого розчину M_a

на коефіцієнти теплопередачі K_T і масопередачі K_x . Так при концентрації $\xi_a=0,308$ кг/кг підвищення витрати M_a з 70 до 75 т/год призводить до незначного збільшення M_y з 11,5 т/год до максимального значення 11,545 т/год, тобто на 0,4% (0,045 т/год). Це обумовлено підвищенням умовного коефіцієнту масопередачі на 10,55% (з 251 кг/м² год до 277,5 кг/м²) за рахунок збільшення коефіцієнту масовіддачі β_x з 315 кг/м² год до 334,7 кг/м² год, тобто на 6,25%, і долі активної поверхні ϕ згідно рівняння (2) на 0,034 одиниці (4,3%) та значним зменшенням середньої рушійної сили абсорбції Δt^{cp}_x на 10,15% (з 0,03598 кг/кг до 0,03238 кг/кг). Зниження останньої обумовлено впливом теплообміну на середню температуру абсорбції t_{pl} , яка із збільшенням витрати слабкого розчину з 70 до 75 т/год підвищується з 38,6 до 39,9°С. Це пов'язано із зниженням коефіцієнту тепловіддачі α_p з боку розчину згідно рівняння (1) з 662 до 552 Вт/м²К, що призводить до зменшення загального коефіцієнту теплопередачі K_T з 493,4 до 429,7 Вт/м²К та теплового потоку абсорбера Q_A з 5,4 до 5,3 МВт. Зменшується при цьому і концентрація міцного розчину ξ_r з 0,4056 до 0,4 кг/кг та температура води на виході абсорбера з 36,3 до 36°С. Зниження коефіцієнту α_p згідно рівняння (1) пов'язано із зростанням щільності

зрошення Γ з 212,37 до 226,45 кг/м-год, що в області плівкового Рейнольдсу $Re_{пл} < Re_{кр} = 400$ [5] свідчить про суттєвий вплив на перенос теплоти товщини плівки (на рис. 1 відсутня), яка зростає з 0,419 до 0,425 мм.

Концентрація слабкого розчину ξ_a , як свідчать залежності на рис. 1, не суттєво впливає на основні показники роботи абсорбера. Так зменшення ξ_a з 0,308 до 0,3 кг/кг обумовлює, наприклад на рівні витрати слабкого розчину 70 т/год, зменшення долі активної поверхні ϕ з 0,7981 до 0,6929 за рахунок чого зменшується умовний коефіцієнт масопередачі K_x з 250,65 до 216,9 кг/м²год, а середня рушійна сила зростає з 0,035986 до 0,041912 кг/кг. За таких обставин кількість абсорбованого холодоагенту дещо збільшується з 11,5 до 11,59 т/год, тобто лише на 0,8%, а концентрація міцного розчину знижується з 0,4056 до 0,3994 кг/кг. При цьому зниження концентрації ξ_a не суттєво впливає на теплообмінні процеси.

Значно суттєвіший вплив на процес абсорбції має тиск, графічні залежності для якого наведені на рис. 2, що отримані за наступних вихідних даних: $t_a = 50^\circ\text{C}$, $t_B^{BX} = 24^\circ\text{C}$, $t_y = 7^\circ\text{C}$, $M_B = 420$ т/год, $M_a = 70$ т/год, $\xi_a = 0,288$ кг/кг.

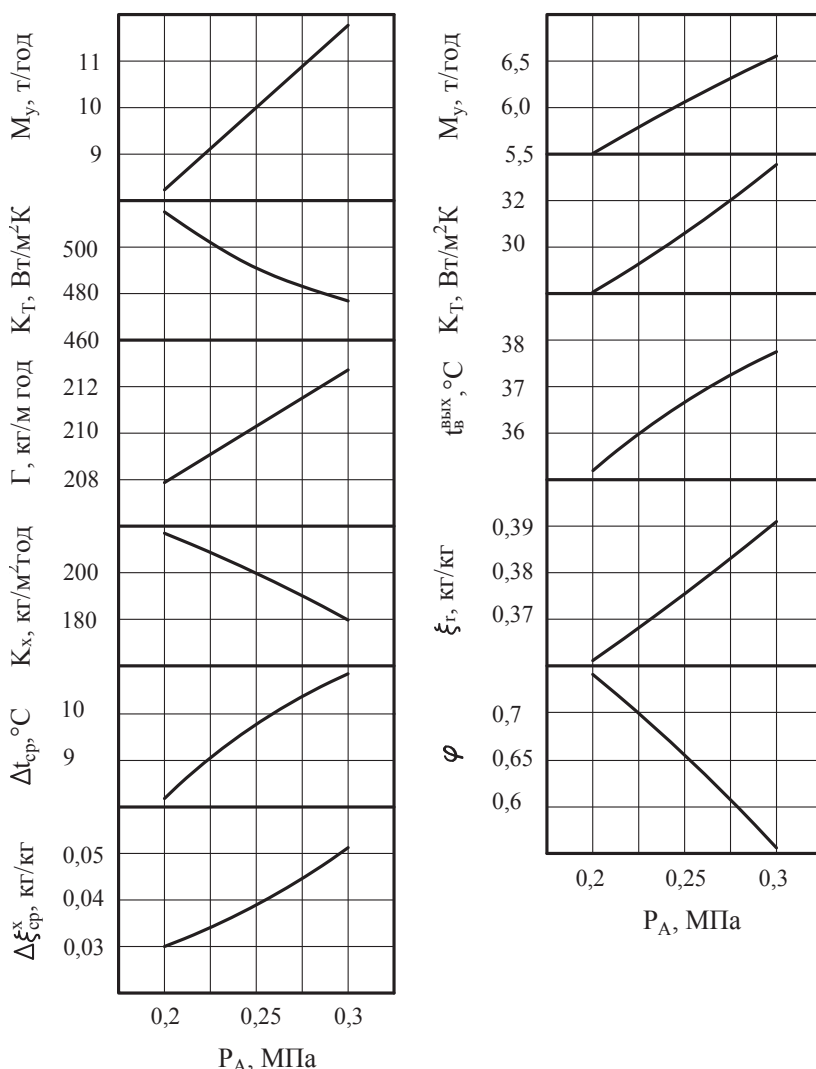


Рис. 2. Вплив тиску абсорбції P_A на основні показники ефективності процесу тепло - і масообміну в абсорбері

Підвищення тиску, наприклад з 0,2 до 0,25 МПа сприяє збільшенню кількості абсорбованого холодоагенту з 8,17 до 10,07 т/год (на 23%), що обумовлено більш значним ростом середньої рушійної сили $\Delta \xi_{cp}$ з 0,0298 до 0,0394 кг/кг (на 30%), у порівнянні із зменшенням умовного коефіцієнту масопередачі K_x з 214,7 до 200 кг/м²год (на 7%). Зростання M_y викликає підвищення концентрації ξ_T , щільності зрошення Γ , зменшення згідно рівняння (1) коефіцієнту тепловіддачі α_r , а отже і коефіцієнту теплопередачі K_T з 515 до 492 Вт/м²К. Зниження останнього призводить до збільшення температури міцного розчину t_T і води на виході абсорбера t_B^{BX} . При цьому зростає середня різниця температур Δt_{cp} і загальний тепловий потік Q_A з 5,5 до 6,1 МВт.

Проте надмірне підвищення тиску понад 0,3 МПа недоцільне у зв'язку із збільшенням за такої умови температури кипіння вище -10°C у міжтрубному просторі випарника, що викликає зниження середньої різниці температур у ньому і, як наслідок падіння холодопродуктивності АХУ.

Значний інтерес викликають результати досліджень кількісного впливу температури слабкого розчину t_a на процес абсорбції, зниження якої має сприяти зменшенню питомого теплового навантаження, а отже за постійності загального теплового потоку Q_A підвищенню кількості абсорбованого холодоагенту M_y . На рис. 3 представлені ці кількісні залежності за наступних вихідних даних: $M_B = 420$ т/год, $M_a = 70$ т/год, $t_B^{BX} = 24^\circ\text{C}$, $t_y = 7^\circ\text{C}$, $\xi_a = 0,288$ кг/кг.

У відповідності з рис. 3 збільшення температури t_a , як і очікувалось негативно впливає на ефективність неізотермічної абсорбції, незважаючи на підвищення коефіцієнту масопередачі. Це обумовлено більш суттєвим впливом зниження середньої рушійної сили $\Delta \xi_{cp}$ у порівнянні з незначним збільшенням долі активної поверхні ϕ масообміну, зростання якої пов'язано в основному із зниженням швидкості холодоагенту w_0 , що поглинається. При цьому зростання тиску, як вже відзначалось, сприяє збільшенню кількості абсорбованого холодоагенту, підвищенню коефіцієнту теплопередачі, середньої різниці температур і, як наслідок, теплового потоку Q_A .

Розглянуті залежності дозволяють зробити висновок про можливість за постійності тиску абсорбції не вище 0,3 МПа підвищити кількість абсорбованого холодоагенту у порівнянні з проектною (10,8 т/год), а отже і холодопродуктивність за існуючих конструктивних характеристик абсорбера шляхом забезпечення витрати слабкого розчину M_a на оптимальному рівні 75 кг/кг, а температури цього розчину t_a на якомога низь-

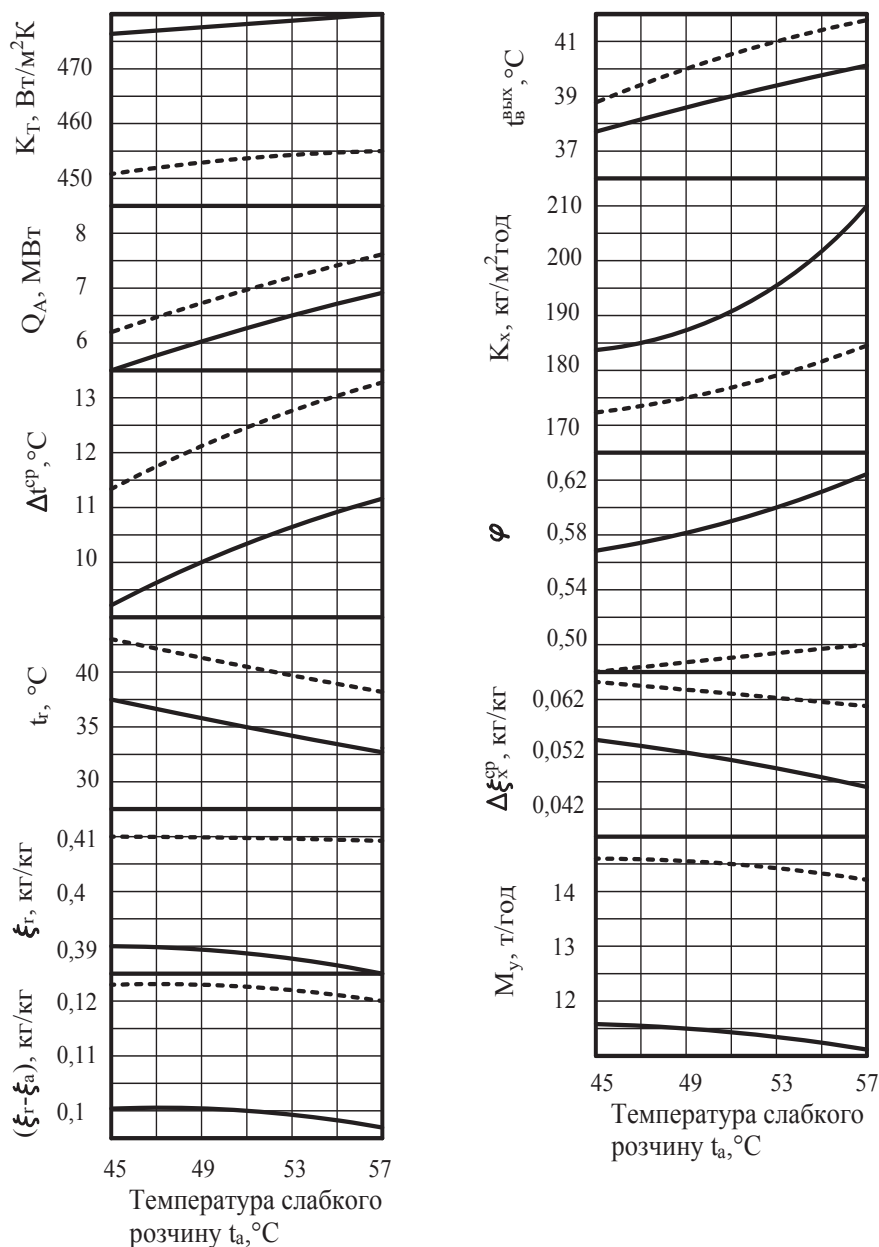


Рис. 3. Залежність показників ефективності роботи абсорбера від температури слабкого розчину t_a і тиску P_A : — $P_A = 0,3 \text{ МПа}$; --- $P_A = 0,4 \text{ МПа}$

кому значенні. Проте виконання останньої умови вимагає за постійності тиску і теплопроводу в генераторі АХУ збільшення концентрації слабкого розчину, що сприятиме зниженню температури в кубі генератора та підвищенню середньої різниці у ньому, а отже і кількості холодоагенту, що випаровується. Тому остаточне кількісне визначення цих показників вимагає сумісного розгляду процесів як в абсорбері так і в генераторі.

3. Висновки

За результатами досліджень шляхом математичного моделювання вперше встановлена протилежність впливу щільності зрошення на коефіцієнти тепло- і масопередачі, що обумовлює екстремальний характер залежності кількості абсорбованого холодоагенту від витрати слабкого розчину, оптимальна величина якої для промислового абсорбера АХУ блоку вторинної конденсації складає 75 т/год. Визначені кількісні залежності впливу основних зовнішніх факторів збурень та встановлені умови можливого підвищення холодопродуктивності, зокрема за рахунок стабілізації температури слабкого розчину на якомога низькому значенні, а його витрати на оптимальному рівні.

Встановлені напрямки подальших досліджень для забезпечення збільшення кількості холодоагенту з генератора-ректифікатора за рахунок підвищення середньої різниці температур.

Література

1. Бабіченко А.К. З питання підвищення ефективності експлуатації абсорбційно-холодильних установок агрегатів синтезу аміаку/ А.К. Бабіченко, В.І. Тошинський// Восточно-европейский журнал передовых технологий . – 2009. – № 2/4 (38) . – с. 29 – 32.
2. Бадилькес И.С. Абсорбционные холодильные машины/ И.С. Бадилькес, Р.Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 365 с.
3. Бамбушек Е.М. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Е.М. Бамбушек, Е.Д. Бухарин, В.А. Герасимов и др.; под. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
4. Бабіченко А.К. Застосування математичного моделювання для діагностики показників ефективності процесів тепло- і масообміну в абсорберах тепловикористуючих холодильних установок агрегатів синтезу аміаку/ А.К. Бабіченко, В.І. Тошинський// Вопросы химии и химической технологии. – 2009. – № 6. – с. 107 – 111.
5. Федоткин И.М. Интенсификация теплообмена в аппаратах химических производств/ И.М. Федоткин, В.Р. Фирисюк. – К.: Техніка, 1971. – 216 с.